

Specification

1. Title of the Invention Separation Type Heat Pump Type Air Conditioner

2. What is claimed is:

(1) A separation type heat pump type air conditioner capable of cooling and heating, with a plurality of indoor units thereof connected to an outdoor unit, wherein

a gas-side electromagnetic valve that opens together with a heating operation of each indoor unit is attached to a gas-side branch pipe connected to the indoor unit; and

a silencer is interposed between this electromagnetic valve and each indoor unit.

(2) The separation type heat pump type air conditioner according to claim 1, wherein the silencer is interposed in the vicinity of the electromagnetic valve.

3. Detailed Description of the Invention

(a) Field of the Invention

The present invention relates to a separation type heat pump type air conditioner capable of cooling and heating, where a plurality of indoor units are connected to an outdoor unit.

(b) Related Art

Generally, the air conditioner of this type has the following problem at a time of a heating operation where a high-pressure gas refrigerant directly flows into a heat exchanger of an indoor unit. This problem is manifest in the following situation. During operation of one indoor unit at the time of the heating operation, the other unit is in a rest, low-pressure state where the refrigerant is recovered to a compressor. When an electromagnetic valve

of the other indoor unit is opened in order to operate the other indoor unit, the high-pressure gas refrigerant abruptly flows into the other indoor unit. Then, along with an extreme change in expansion pressure, a large sound of the refrigerant is produced.

The following methods have been used to cope with this problem:

- ① An on/off valve is provided in parallel with the gas-side electromagnetic valve. When a differential pressure before and after the gas-side electromagnetic valve assumes a certain value or more at the time of the heating operation, this on/off valve is opened.
- ② After a liquid-side electromagnetic valve has been opened by a timer at a time of starting the heating operation, the gas-side electromagnetic valve is opened.
- ③ The high-pressure gas refrigerant is slightly and constantly flown into the indoor unit in the rest state as well at the time of the heating operation to avoid an abrupt change in expansion pressure.

(c) Problems of Related Art

Both of the methods listed in the items ① and ② have the following disadvantage. It takes too much time (e.g. substantially five to ten minutes) until the differential pressure before and after the gas-side electromagnetic valve is reduced. The method listed in the item ③ has a disadvantage that heating capability is reduced because the high-pressure gas refrigerant constantly flows into the indoor unit in the rest state, and that oil which flows together with the refrigerant is accumulated in the indoor unit in the rest state. Moreover, the sound of the refrigerant is produced from the indoor unit in the rest state.

(d) Object of the Invention

An object of the invention is to provide a separation type heat pump type air conditioner capable of quickly and quietly starting a heating operation of an indoor unit in a rest state.

(e) Summary of the Invention

A separation type heat pump type air conditioner capable of cooling and heating, with a plurality of indoor units thereof connected to an outdoor unit, wherein

a gas-side electromagnetic valve that opens together with a heating operation of each indoor unit is attached to a gas-side branch pipe connected to the indoor unit; and

a silencer is interposed between this electromagnetic valve and each indoor unit. With this arrangement, expansion pressure that abruptly flows out from the gas-side electromagnetic valve of the indoor unit in the rest state is lessened by the silencer. The sound of a refrigerant is thereby muted.

(f) Embodiment of the Invention

An embodiment of the present invention will be described based on drawings. In a heat pump type refrigerant circuit diagram in Fig. 1, reference numeral (1) denotes a compressor included in an outdoor unit, reference numeral (2) denotes a four-way valve for switching a flow path between cooling and heating, reference numerals (3a) and (3b) denote gas-side electromagnetic valves attached to gas-side branch pipes (4a) and (4b), reference numerals (5a) and (5b) denote silencers that will be described later, reference numerals (6a) and (6b) denote indoor-side heat exchangers respectively included in indoor units (7a) and (7b), reference numerals (8a) and (8b) denote pressure-reducing elements for cooling such as capillary tubes, respectively

connected in parallel with auxiliary check valves for heating (9a) and (9b), reference numerals (10a) and (10b) denote liquid-side electromagnetic valves respectively attached to liquid-side branch pipes (11a) and (11b), reference numeral (12) denotes a cooling electromagnetic valve, reference numerals (13a) and (13b) denote main check valves for heating, reference numeral (14) denotes a liquid receiver, reference numeral (15) denotes a pressure-reducing element for heating such as an expansion valve, connected in parallel with a cooling check valve (16), reference numeral (17) denotes an outdoor-side heat exchanger, reference numeral (18) denotes a check valve for refrigerant recovery that guides a refrigerant in one of the indoor-side heat exchangers (6a) and (6b) during a rest state of a heating operation to a low-pressure side, and reference numeral (19) denotes a gas-liquid separator.

As shown in Fig. 2, each of the silencers (5a) and (5b) is formed of a silencer pipe (21) and a cylindrical-type vessel (25). One end (20) of the silencer pipe (21) is connected to a corresponding one of the gas-side electromagnetic valves (3a) and (3b). One end (22) of the cylindrical vessel (25) is welded to the pipe, and the other end (23) is connected to a corresponding one of inter-unit tubes (24a) and (24b). The silencer pipe (21) has a shape in which a tip opening (26) is narrowed down to approximately one third. A high-pressure gas refrigerant that has entered from the one end (20) at a time of a heating operation is thereby successively flown out into the vessel (25) through a lot of orifices drilled in the pipe (21) as well. That is, by narrowing down of the tip opening (26) to flow out the refrigerant through the orifices (27), a resonant effect is achieved, thereby seeking to attenuate a specific frequency. Together with this resonance effect, an expansion effect is achieved to lessen an abrupt change in

expansion pressure caused by the high-pressure gas refrigerant. Reference numeral (28) denotes an oil return orifice, and reference numeral (29) denotes a sound absorption material that surrounds each of the silencers (5a) and (5b) for further increasing a silencing effect.

Next, an operation of the circuit at times of heating and cooling operations will be described. At a time of the heating operation, the gas-side electromagnetic valve (3a) of the indoor unit (7a) that will be operated, for example, is opened, and the liquid-side electromagnetic valve (10b) of the indoor unit (7b) that is in the rest state is opened. Then, the refrigerant discharged from the compressor (1) is fed back to the compressor (1) through the four-way valve (2), gas-side electromagnetic valve (3a), silencer pipe (21) of the silencer (5a), inter-unit tube (24a), indoor-side heat exchanger (6a), main check valve for heating (13a), liquid receiver (14), pressure-reducing element for heating (15), outdoor-side heat exchanger (17), four-way valve (2), and gas-liquid separator (19). Concurrently, the refrigerant in the other indoor-side heat exchanger (6b) in the rest state is sucked and recovered into the outdoor-side heat exchanger (17) on the low-pressure side through the auxiliary check valve for heating (9b), liquid-side electromagnetic valve (10b), and check valve for refrigerant recovery (18). Then, based on an appropriate refrigerant circulation amount, heating is performed by heat of refrigerant condensation by the indoor-side heat exchanger (6a).

Then, when the gas-side electromagnetic valve (3b) is opened and the liquid-side electromagnetic valve (10b) is closed so as to operate the indoor unit (7b) in the rest state for heating, the high-pressure gas refrigerant is branched and introduced into the indoor-side heat exchanger (6b) in the rest state as well through the gas-side

electromagnetic valve (3b), silencer pipe (21) of the silencer (5b), and inter-unit tube (24b) in this stated order. The high-pressure gas refrigerant is condensed and is then combined into the high-pressure gas refrigerant through the heating check valve (13b) to start concurrent operations of the indoor units (7a) and (7b).

When the operation of the indoor unit (7b) is started, this unit is in a low-pressure state as described above, where the refrigerant has been recovered during the rest state. The high-pressure refrigerant abruptly flows out from the gas-side electromagnetic valve (3b) simultaneously when the gas-side electromagnetic valve (3b) is opened. Due to the resonance effect and the expansion effect by the silencer (5b), the sound of the refrigerant is muted. It was confirmed from a result of measurement that, especially when the silencer (5b) was provided in the vicinity of the gas-side electromagnetic valve (3b), the silencing effect was the most excellent.

Assume that the cooling electromagnetic valve (12) is opened, and the liquid-side electromagnetic valve (10a) and the gas-side electromagnetic valve (3a) on the side of the indoor unit (7a) that will be operated are opened at a time of a cooling operation. Then, the refrigerant discharged from the compressor (1) flows through the four-way valve (2), outdoor-side heat exchanger (17), check valve for cooling (16), liquid receiver (14), cooling electromagnetic valve (12), liquid-side electromagnetic valve (10a), pressure-reducing element for cooling (8a), and indoor-side heat exchanger (6a) in this stated order. The refrigerant is then cooled by heat of evaporation or vaporization at the indoor-side heat exchanger. The gas refrigerant in the low-pressure state that has been vaporized enters into the silencer pipe (21) of the silencer (5a) through the tip opening (26) and the orifices (27), and is fed back to the

compressor (1) through the gas-side electromagnetic valve (3a), four-way valve (2), and gas-liquid separator (19) in this stated order. When the other indoor unit (7b) is operated, the liquid-side electromagnetic valve (10b) and the gas-side electromagnetic valve (3b) should be opened. A single operation and the concurrent operations may be arbitrarily performed.

When the low-pressure gas refrigerant passes through the narrowed tip opening (26) and the orifices (27) of the silencer pipe (21), a pressure loss may be generated. Thus, preferably, a silencer (21') as shown in Fig. 3 is employed. In the silencer (21'), an auxiliary pipe (31) including a check valve body (30) made of Teflon is joined to a tip of the silencer pipe (21).

In this silencer, when heating is performed, the high-pressure gas refrigerant presses the check valve body (30) against a valve seat (32) to seal the auxiliary pipe (31). Then, the high-pressure gas refrigerant flows into the cylindrical-type vessel (25) through the orifices (27), thereby achieving the silencing effect. When cooling is performed, the low-pressure gas refrigerant presses the check valve body (30) against a stopper member (33) to open the auxiliary pipe (31). Thus, the low-pressure gas refrigerant flows into the silence pipe (21') through orifices (27') and linearly flows into the silencer pipe (21') along the perimeter of the check valve body (30). The pressure loss of the refrigerant at the time of cooling may be thereby minimized.

(g) Effects of the Invention

With a simple configuration where the silencers are respectively interposed on the gas-side branch pipes between the gas-side electromagnetic valves and the indoor units, production of the sound of the refrigerant at a time of starting

the heating operation of the unit in the rest state may be prevented. The silencers may be readily applied to the existent separation type heat pump type air conditioner to cope with the sound of the refrigerant.

4. Brief Description of the Drawings

Fig. 1 is a refrigerant circuit diagram of a separation type heat pump type air conditioner according to an embodiment of the present invention;

Fig. 2 is a sectional view of a silencer that shows a main portion of the separation type heat pump type air conditioner according to a different embodiment of the present invention; and

Fig. 3 is a sectional view of a silencer that shows a main portion of the separation type heat pump type air conditioner according to a different embodiment of the present invention.

(3a) (3b)	gas-side electromagnetic valve
(4a) (4b)	gas-side branch pipe
(5a) (5b)	silencer
(7a) (7b)	indoor unit

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—21951

⑤ Int. Cl.³
F 25 B 5/00
13/00
49/00

識別記号
1 0 4

庁内整理番号
A 7714—3L
6934—3L
7714—3L

⑬ 公開 昭和59年(1984)2月4日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑭ ヒートポンプ式分離型空気調和機

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地東京三洋電機株式会社内

⑯ 特 願 昭57—129290

⑯ 出 願 人 三洋電機株式会社

⑯ 出 願 昭57(1982)7月23日

守口市京阪本通2丁目18番地

⑯ 発 明 者 松本潔

⑯ 出 願 人 東京三洋電機株式会社

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地東京三洋電機株式会社内

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地

⑯ 発 明 者 井上幸治

⑯ 代 理 人 弁理士 佐野静夫

明 細 書

1. 発明の名称 ヒートポンプ式分離型空気調和機

2. 特許請求の範囲

(1) 1台の室外ユニットに複数台の室内ユニットを接続した冷暖房可能なヒートポンプ式分離型空気調和機に於いて、各室内ユニットと接続されたガス側分岐管に室内ユニットの暖房運転動作と共に開くガス側電磁弁を設けると共にこの電磁弁と各室内ユニットとの間に消音器を夫々介在したことを特徴とするヒートポンプ式分離型空気調和機。

(2) 消音器を電磁弁の近傍に介在させた特許請求の範囲第1項記載のヒートポンプ式分離型空気調和機。

3. 発明の詳細な説明

(イ) 発明の分野

本発明は1台の室外ユニットに複数台の室内ユニットを接続した冷暖房可能なヒートポンプ式分離型空気調和機に関するものである。

(ロ) 従来技術

一般に此種空気調和機に於いて、室内ユニット内の熱交換器に高圧ガス冷媒が直接流入する暖房運転時、特に一方の室内ユニットの運転中圧縮機に冷媒が回収されて低圧状態となっている休止側の他方の室内ユニットを運転する為にこのユニット側の電磁弁を開くと、該ユニットに高圧ガス冷媒が急激に流れ込み、極度の膨張圧力変化に伴って大きな冷媒音が発生する問題点を有している。

この為、従来は①ガス側電磁弁と並列に開閉弁を設け、暖房時この開閉弁を前記電磁弁前後の差圧が一定以上になった時開く、②暖房運転開始時タイマーにより液側電磁弁開放後ガス側電磁弁を開く、③暖房時休止中の室内ユニットにも常時高圧ガス冷媒を僅かに流して急激な膨張圧力変化を避ける、手段を用いて対処していた。

(ハ) 従来技術の問題点

①、②の手段では何れもガス側電磁弁前後の差圧が少なくなる迄5乃至10分程度と時間が長くなる欠点があり、③手段では常時休止側室内ユニットに高圧ガス冷媒が流れる為暖房能力が低下

し、且つ冷媒と共に流れるオイルが休止側室内ユニットに溜る欠点があり、しかも休止側室内ユニットから冷媒音が発生する不具合があった。

(イ) 発明の目的

本発明は速やかにしかも静粛に休止側室内ユニットの暖房運転を開始できるヒートポンプ式分離型空調機を提供することにある。

(ロ) 発明の要点

1 台の室外ユニットに複数台の室内ユニットを接続した冷暖房可能なヒートポンプ式分離型空調機に於いて、各室内ユニットと接続されたガス側分岐管に室内ユニットの暖房運転動作と共に開くガス側電磁弁を設けると共にこの電磁弁と各室内ユニットとの間に消音器を夫々介在することにより休止側室内ユニットのガス側電磁弁から急激に流出する膨張圧力を消音器で緩和させて冷媒音を消去させるものである。

(ハ) 発明の実施例

本発明の実施例を図面に基づいて説明すると、第1図のヒートポンプ式冷媒回路図に於いて、(1)

は室外ユニットに内蔵された圧縮機、(2)は冷暖流路切換用の四方弁、(3a)(3b)はガス側分岐管(4a)(4b)に設けられたガス側電磁弁、(5a)(5b)は後述する消音器、(6a)(6b)は室内ユニット(7a)(7b)に内蔵された室内側熱交換器、(8a)(8b)は暖房用補助逆止弁(9a)(9b)と並列接続された毛細管等の冷房用減圧素子、(10a)(10b)は液側分岐管(11a)(11b)に設けられた液側電磁弁、(12)は冷房用電磁弁、(13a)(13b)は暖房用主逆止弁、(14)は受液器、(15)は冷房用逆止弁(16)と並列接続された膨張弁等の暖房用減圧素子、(17)は室外側熱交換器、(18)は暖房運転時休止中の室内側熱交換器(6a)(6b)内の一方の冷媒を低圧側に導く冷媒回収用逆止弁、(19)は気液分離器である。

而して消音器(5a)(5b)は第2図に示すように、ガス側電磁弁(3a)(3b)と一端(20)が接続される消音パイプ(21)と、該パイプと一端(22)が溶接結合され他端(23)がユニット間配管(24a)(24b)と接続される円筒型容器(25)とで形成されており、消音パイプ(21)は先端開口(26)を約1/3程度に細く絞って暖房時一

端(26)から流入してくる高圧ガス冷媒をパイプ(21)に穿設した多数の孔(27)からも容器(25)内に順次流出させる形状としている、即ち、先端開口(26)の絞りによる孔(27)からの冷媒流出で共鳴効果をもたせて特定周波数の減衰を図ると共に膨張効果をもたせて高圧ガス冷媒による急激な膨張圧力変化を緩和させるようにしている。尚、(28)はオイル戻り孔、(29)は消音効果を更に上げる為に消音器(5a)(5b)を包囲した吸音材である。

次に運転回路動作を説明する。暖房運転時は運転する例えば室内ユニット(7a)のガス側電磁弁(3a)を開くと共に休止側室内ユニット(7b)の液側電磁弁(10b)を開くと、圧縮機(1)からの吐出冷媒は四方弁(2)→ガス側電磁弁(3a)→消音器(5a)内の消音パイプ(21)→ユニット間配管(24a)→室内側熱交換器(6a)→暖房用主逆止弁(13a)→受液器(14)→暖房用減圧素子(15)→室外側熱交換器(17)→四方弁(2)→気液分離器(19)を介して圧縮機(1)に帰還され、同時に休止中の他室内側熱交換器(6b)内の冷媒は暖房用補助逆止弁(9b)→液側電磁弁

(10b)→冷媒回収用逆止弁(16)を介して低圧側の室外側熱交換器(17)に吸入回収され、適正の冷媒循環量のもとで室内側熱交換器(6a)の冷媒凝縮熱により暖房される。

而して更に休止中の室内ユニット(7b)を暖房運転すべくガス側電磁弁(3b)を開くと共に液側電磁弁(10b)を閉じると、休止中の室内側熱交換器(6b)にも高圧ガス冷媒がガス側電磁弁(3b)→消音器(5b)内の消音パイプ(21)→ユニット間配管(24b)を順次介して分岐導入され、凝縮された後暖房用主逆止弁(13b)を介して合流し同時運転が開始される。

斯かる室内ユニット(7b)の運転開始時、このユニットは前述の如く休止中に冷媒が回収され低圧となっており、ガス側電磁弁(3b)の開放と同時にこの弁から高圧ガス冷媒が急激に流出するが、消音器(5b)による共鳴効果と膨張効果とにより冷媒音が消去されることになり、特にガス側電磁弁(3b)の近傍に消音器(5b)を設ければ消音効果が最も優れていることが測定の結果から確認さ

れた。

又、冷房運転時は冷房用電磁弁(12)を開くと共に運転する例えば室内ユニット(7a)側の液側電磁弁(10a)及びガス側電磁弁(3a)を開くと、圧縮機(1)からの吐出冷媒は四方弁(2)→室外側熱交換器(11)→冷房用逆止弁(10)→受液器(14)→冷房用電磁弁(12)→液側電磁弁(10a)→冷房用減圧素子(8a)→室内側熱交換器(6a)と流れ、該熱交換器での蒸発気化熱で冷房される。気化した低圧ガス冷媒は消音器(5a)内の消音パイプ(21)に先端開口(22)及び孔(23)から流入しガス側電磁弁(3a)→四方弁(2)→気液分離器(13)を順次経た後圧縮機(1)に帰還される。他の室内ユニット(7b)運転時は液側電磁弁(10b)及びガス側電磁弁(3b)を開けば良く、単独運転と同時運転を任意に行なうことができる。

尚、斯かる冷房運転時低圧ガス冷媒が消音パイプ(21)の絞られた先端開口(22)及び孔(23)を通過する際圧力損失が生じる虞れがある為、第3図の如く消音パイプ(21)の先端にテフロン製逆止弁体(24)内蔵の補助パイプ(25)を接合した消音器(21')を用いた方が

好ましい。

この消音器であれば暖房時の高圧ガス冷媒が逆止弁体(24)を弁座(26)に押圧閉塞させて孔(27)から円筒型容器(28)に流出して消音効果を奏すると共に冷房時は低圧ガス冷媒が逆止弁体(24)をストッパ部材(29)に押圧開放させて孔(27)からの流入の他にこの逆止弁体(24)の外周にそって直線状に消音パイプ(21')内に流入し、冷房時の冷媒圧力損失を最小限に抑えることができる。

(ト) 発明の効果

消音器をガス側電磁弁と室内ユニットとの間のガス側分岐管に夫々介在させる簡単な構成で休止側ユニットの暖房運転開始時における冷媒音発生を未然に防止することができ、しかも既設のヒートポンプ式分離型空気調和機に冷媒音対策として簡単に施すことができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の実施例を示すヒートポンプ式分離型空気調和機の冷媒回路図、第2図、第3図は夫々その要部を示す消音器の異なる実施例の断

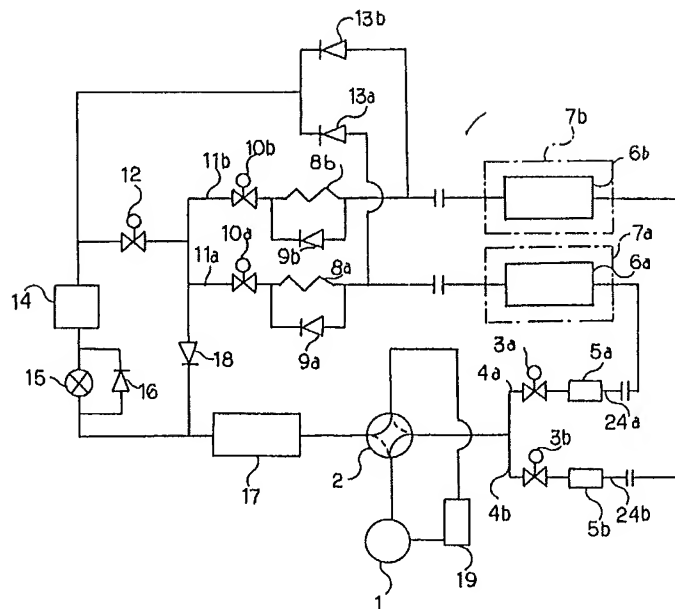
面図である。

(3a)(3b)…ガス側電磁弁、 (4a)(4b)…ガス側分岐管、 (5a)(5b)…消音器、 (7a)(7b)…室内ユニット。

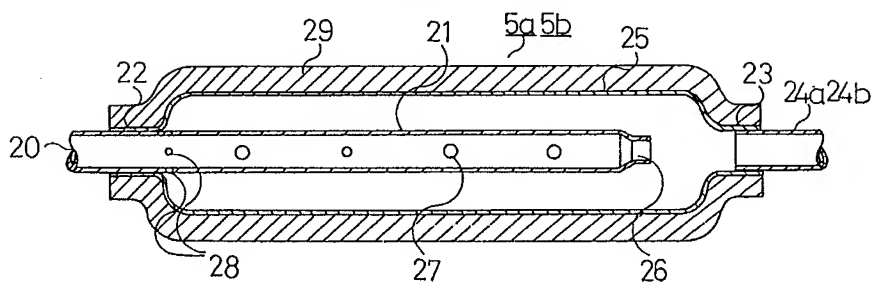
出願人 三洋電機株式会社 外1名
代理人 弁理士 佐野 静 夫



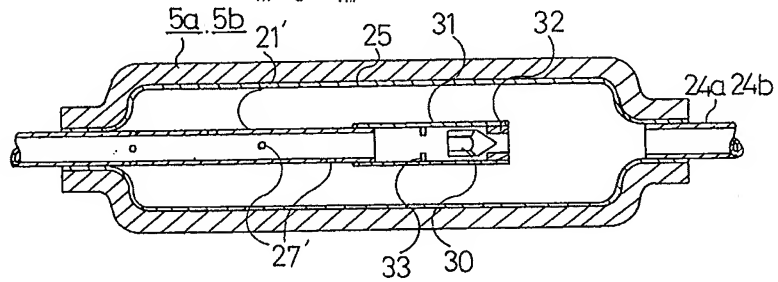
第 1 図



第 2 図



第 3 図



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-14704

(43) 公開日 平成8年(1996)1月19日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 2 5 B 41/00	B			
	H			

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平6-144775

(22) 出願日 平成6年(1994)6月27日

(71) 出願人 000000011

アイシン精機株式会社

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(72) 発明者 西村 章

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(72) 発明者 深見 尚弘

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

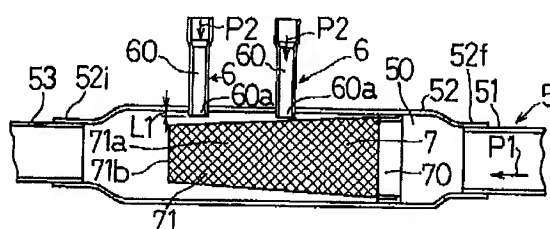
(74) 代理人 弁理士 大川 宏

(54) 【発明の名称】 配管装置及び配管装置を備えた空調機

(57) 【要約】

【目的】 高压管体6の高压の流体が低压管体5に噴出する際における耳障りな高周波音を低減または回避し、静粛性や快適性を確保するのに有利な配管装置を提供することにある。

【構成】 低压の流体が流れる低压通路50を備えた低压管体5と、高压の流体が流れる高压通路60を備えた高压管体6とを備えている。低压通路50のうち、高压通路60の先端開口60aに対面する領域には、網体71が配置されている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 低圧の流体が流れる低圧通路を備えた低圧管体と、
該低圧通路の流体よりも高圧の流体が流れる高圧通路を備え、該高圧通路の先端開口が該低圧通路に連通する高圧管体と、
該低圧管体の低圧通路のうち該高圧通路の先端開口に対面する領域には、該高圧通路の先端開口から噴出する高圧の流体が当たる網体が配置されていることを特徴とする配管装置。

【請求項 2】 気体状冷媒を圧縮して高圧高温とする圧縮機と、
該圧縮機で圧縮した高圧高温の気体状冷媒を凝縮して液化させる凝縮器と、
該凝縮器で液化した冷媒を膨張させる膨張器と、
該膨張器を経た冷媒を蒸発させて冷熱を生成する複数の蒸発器と、
該圧縮機から該凝縮器及び該膨張器を経て各蒸発器に冷媒を送る往路と、各蒸発器から該圧縮機に冷媒を戻す復路を備えた主配管と、
該主配管の往路のうち該圧縮機及び該凝縮器の間の高圧通路部分と該復路の低圧通路部分とを連通し、該圧縮機で圧縮された高圧高温の気体状冷媒が通るバイパス路と、
該バイパス路に開閉可能に設けられた開閉弁とを具備して構成され、
該主配管の復路の低圧通路部分のうち該バイパス路の先端開口に対面する領域には、該バイパス路の先端開口から噴出する高圧高温の気体状冷媒が当たる網体が配置されていることを特徴とする配管装置を備えた空調機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は配管装置及び配管装置を備えた空調機に関する。本発明は例えばエンジンで冷媒圧縮用の圧縮機を駆動させる方式の空調機に適用できる。

【0002】

【従来の技術】 エンジン駆動式の空調機を例にとって従来技術を説明する。従来より、エンジン駆動式空調機において、エンジンにより駆動される回転数可変式の圧縮機、四方切換弁、室外熱交換器、膨張弁及び複数の室内熱交換器が冷媒回路に配設されている。

【0003】 圧縮機を駆動させるエンジンの回転数制御範囲は例えば約 1000～2500rpm 程度であり、最低回転数に対する最高回転数の比は約 2～3 倍程度となる。従って、圧縮機の容量制御範囲についても、最低容量に対し約 2～3 倍程度の範囲となる。ところで使用状況によっては、複数の室内熱交換器のうち一部の運転を停止する場合がある。この場合に、圧縮機の回転数を低下させて室内熱交換器に供給する冷媒の流量を減少さ

せる方式の空調機を本出願人は開発した。この方式の空調機では、更に、往路のうち高圧通路部分と復路の低圧通路部分とをつなぐバイパス路を設けると共に、バイパス路を開閉する開閉弁を設けている。そして、室内熱交換器の一部の運転を停止する場合には、開閉弁を開放することによりバイパス路を開放し、これにより高圧高温の気体状冷媒をバイパス路を経て復路の低圧通路部分に戻すことにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上記した様に高圧高温の気体状冷媒をバイパス路を介して復路の低圧通路部分に戻す場合には、高圧高温の気体状冷媒が復路の低圧通路部分に高速で噴出する。そのため、『シュ』という耳障りな高周波音（例えば 8000～20000 ヘルツ）が発生しがちであり、静粛性や快適性を損なうことがあった。

【0005】 本発明は上記した実情に鑑みなされたものである。請求項 1 の課題は、高圧管体の高圧の流体が低圧管体に噴出する際における耳障りな高周波音を低減または回避し、静粛性や快適性を確保するのに有利な配管装置を提供することにある。請求項 2 の課題は、高圧の冷媒が低圧の復路に噴出する際における耳障りな高周波音を低減または回避し、静粛性や快適性を確保するのに有利な配管装置を備えた空調機を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 請求項 1 の配管装置は、低圧の流体が流れる低圧通路を備えた低圧管体と、低圧通路の流体よりも高圧の流体が流れる高圧通路を備え、高圧通路の先端開口が低圧通路に連通する高圧管体と、低圧管体の低圧通路のうち高圧通路の先端開口に対面する領域には、先端開口から噴出する高圧の流体が当たる網体が配置されていることを特徴とするものである。流体としては気体状冷媒や空気、他のガス等を採用できる。

【0007】 請求項 2 の配管装置を備えた空調機は、気体状冷媒を圧縮して高圧高温とする圧縮機と、圧縮機で圧縮した高圧高温の気体状冷媒を凝縮して液化させる凝縮器と、凝縮器で液化した冷媒を膨張させる膨張器と、膨張器を経た冷媒を蒸発させて冷熱を生成する複数の蒸発器と、圧縮機から凝縮器及び膨張器を経て各蒸発器に冷媒を送る往路と、各蒸発器から圧縮機に冷媒を戻す復路を備えた主配管と、主配管の往路のうち圧縮機及び凝縮器の間の高圧通路部分と復路の低圧通路部分とを連通し、圧縮機で圧縮された高圧高温の気体状冷媒が通るバイパス路と、バイパス路に開閉可能に設けられた開閉弁とを具備して構成され、主配管の復路の低圧通路部分のうちバイパス路の先端開口に対面する領域には、バイパス路の先端開口から噴出する高圧高温の気体状冷媒が当たる網体が配置されていることを特徴とするものである。

【0008】

【作用及び発明の効果】請求項1では、高压管体の高压通路内の高压の流体は、先端開口から低压管体の低压通路に向けて噴出する。噴出の際に高压の流体は網体に当たり、これにより従来発生していた耳障りな高周波音が低減または回避される。従って静粛性や快適性の向上に有利である。

【0009】請求項2では、気体状冷媒は圧縮機で圧縮されて高压高温となり、更に凝縮器に到り、凝縮器で凝縮して液化される。更に凝縮器を経た冷媒は膨張器で膨張して低压低温となり、更に蒸発器に流れ、蒸発器の周囲の熱を奪って蒸発して冷熱を生成する。請求項2においては、冷房負荷が小さいとき等には開閉弁が開放作動してバイパス路が開放するので、圧縮機で圧縮された高压高温の気体状冷媒の一部は、凝縮器に流れることなく、バイパス路から主配管の復路の低压通路部分に直接戻る。このとき高压高温の気体状冷媒は網体に当たり、これにより従来より発生していた耳障りな高周波音が低減または回避される。

【0010】従って空調機を作動させた場合における静粛性や快適性の向上に有利である。なおバイパス路を流れない残りの高压高温の気体状冷媒は、凝縮器、膨張器、蒸発器を流れ、蒸発器において冷熱を生成するものである。

【0011】

【実施例】以下、本発明の実施例について図1～図3に基づいて説明する。図1において、低压管体5は金属パイプ製であり、低压の流体（適宜選択できるが例えば $2 \sim 6 \text{ kg/cm}^2$ ）が流れる低压通路50を備えている。低压管体5は、小径の第1管体51と大径の第2管体52と小径の第3管体53とを備えている。高压管体6は金属パイプ製であり2本並設されている。高压管体6は高压通路60を備えている。高压通路60には、低压通路50の流体よりも高压の流体（適宜選択できるが例えば $10 \sim 60 \text{ kg/cm}^2$ ）が流れる。高压管体6は低压管体5に溶接やろう付け等で連結され、従って高压通路60の先端開口60aは低压通路50に連通している。

【0012】図1に示す様に、先端開口60aは寸法 $\Delta L1$ ぶん低压通路50に突き出して配置されている。ここで高压管体6は低压管体5に略直交する向きに交差して配置されている。なお高压管体6と低压管体5との交差角度は直交状態に限らず、適宜選択できるものである。図1に示す様に、低压管体5の低压通路50のうち高压通路60の先端開口60aに対面する領域には、網体部材7が低压管体5と略同軸的に配置されている。網体部材7は、二重リングを備えた金属リング部70と、金属リング部70の二重リングに一端部が挟持されたステンレス鋼製の網体71とで構成されている。網体71は、網目をもつ円筒形状の側壁71aと、網目をもつ底

壁71bとを備えている。網体71の網目は100メッシュ程度である。

【0013】本実施例では第2管体52内に網体部材7を圧入した後に、第2管体52の端部52f、52iを絞ることにより網体部材7は組付けられている。かかる圧入及び絞りにより網体部材7の保持性は確保される。なお本実施例では第1管体51が上側に、第3管体53が下側に配置されると共に、金属リング部70が上側に網体71が下側に配置されるものであるが、上下関係はこれに限定されるものではない。

【0014】本実施例では、低压管体5の低压通路50には低压の流体が図1に示す矢印P1方向に流れる。高压管体6の高压通路60には高压の流体が図1に示す矢印P2方向に流れる。そして、高压管体6の先端開口60aから高压の流体が低压通路50に噴出する。この際に、高压の流体が網体部材7の網体71の側壁71aに当たる。これにより従来生じていた『シュー』という耳障りな高周波音が低減される。これは試験により確認されている。その理由は、異常な乱流の発生を網体部材7の網体71により抑制できるためであると推察される。

【0015】なお高压管体6の高压の流体が網体部材7の網体71に当たる際には、高压の流体は網体71の網目を通過したり、あるいは、網体71の周囲に流れたりすると考えられる。ところで高压通路60の流体の圧力が高い場合、また網体71の強度が充分でない場合には、高压の流体の噴出に起因して円筒形状の側壁71aに異常変形が生じるおそれがある。この場合には耳障りな高周波音を低減する網体71の効果を損なうおそれがある。この点、網体71が底壁71bをもつ本実施例では、底壁71bによる補強作用を期待できるので、網体71の側壁71aの円筒形状維持性が高まり、網体71の円筒形状の側壁71aの異常変形を軽減または回避するのに有利である。従って耳障りな高周波音を低減する効果を長期にわたり維持するのに有利である。

【0016】加えて図1から理解できる様に網体部材7のうち金属リング部70が上流側に網体71が下流側に略同軸的に配置されている本実施例では、低压通路50における流体の円滑な流れを確保できるので、網体71の側壁71aの異常変形防止に一層効果的である。更に本実施例によれば、流体に含まれる塵埃等を網体部材7により捕集する効果も期待できる。従ってストレーナ等の捕集部材が既に装備されている場合には、ストレーナ等の捕集部材と網体部材7との双方で塵埃捕集効果を奏し得る。更にはストレーナ等の捕集部材の網目の大きさと、網体部材7の網目の大きさとを変えれば、それぞれの網目の大きさに応じた塵埃を捕集するのに有利である。

【0017】なお網体71の網目のメッシュの程度は100メッシュに限らず、適宜選択でき、50～100メッシュ、100～150メッシュ、150～200メッ

シュ、200～250メッシュ、250～300メッシュ、300～350メッシュ、350～400メッシュ等の様に適宜選択できる。網体71は耐食性、耐熱性、及び強度等を考慮して前述の様にステンレス鋼で形成されている。従って高压通路60から噴出する流体がかなりの高温（例えば50～200℃）の場合であっても、網体71の熱変形の軽減または回避に有利である。この意味においても、耳障りな高周波音を低減する網体71の効果を維持するのに有利である。なお網体71はステンレス鋼に限らず、アルミ系、チタン系、鋼系等の様に他の金属あるいは硬質樹脂で形成することもできる。

【0018】図1に示す例では、低压管体5を構成する大径の第2管体52のうち、上流側の第1管体51側の内径よりも、下流側の第3管体53側の内径を僅かに小さくすることもできる。この場合には低压管体5内を流体が矢印P1方向に流れるため、矢印P1方向に流れる流体により網体部材7の金属リング部70が矢印P1方向に付勢される傾向となるので、金属リング部70の緩みを防止するのに有利であり、金属リング部70の保持性を確保できる。

【0019】図3は本発明の他の実施例を示す。この例の構成は基本的には図1及び図2に示す例と同様である。但しこの例では高压管体6は3本並設されている。図3に示す例においても同様に、耳障りな高周波音を低減する効果を期待できる。

（適用例）図1において、エンジン駆動式空調機10における冷媒回路11は主配管12で構成されている。主配管12には、圧縮機13、オイルセパレータ14、切換え可能な三方切換弁15、冷媒（例えばフロン）を凝縮させる凝縮器として作用する室外熱交換器16、冷媒を膨張させる膨張器として機能する第1膨張弁17、レシーバ18、同じく膨張器として機能する第2膨張弁19、冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する室内熱交換器群20、冷媒-冷却水熱交換器21、蓄圧作用をもつアキュムレータ22が直列的に配設されている。

【0020】主配管12のうち、圧縮機13の吐出側13aから室内熱交換器群20に至るまでの通路は往路12Aとされている。室内熱交換器群20から圧縮機13の吸込側13bまでの通路は復路12Bとされている。ここで、室内熱交換器群20は多数個の室内熱交換器を並設することにより構成されている。なおこの例では3台の室内熱交換器20a、20b、20cが並設されているが、台数に限定はなく何台でもよい。

【0021】圧縮機13はエンジン23によりベルト24を介して駆動され、気体状冷媒を圧縮して高压高温とするものである。一方、エンジン23を冷却するために、冷却水配管26を備えたエンジン冷却水回路25が設けられている。冷却水配管26には、ウォーターポンプ27、エンジン23、冷却水-排気ガス熱交換器2

8、切換可能な三方切換弁29、冷媒-冷却水熱交換器21、ラジエター30、バッファ31が配設されている。

【0022】更には、主配管12の往路12Aの高压通路部分のうち室外熱交換器16の手前において、バイパス通路35、36、37が設けられている。バイパス通路35、36、37には、開閉弁としてのバイパス弁32、33、34がそれぞれ配設されている。バイパス弁32、33、34は通過流量がそれぞれ異なる。従ってバイパス弁32、33、34が開放作動すると、圧縮機13で圧縮された高压側の気体状冷媒がバイパス通路35、36、37に矢印E1方向に供給される。尚、本実施例ではバイパス弁が3個の場合を示すが、個数に限定はなく何個でもよい。

【0023】以上の構成を有するエンジン駆動式空調機10の作用を説明する。使用者の指令等に基づいてエンジン23が駆動運転されると、ベルト24を介して圧縮機13が駆動される。まず、室内熱交換器20で冷房作用を奏する冷房モードについて説明する。この場合には冷媒回路11中の冷媒は圧縮機13の吐出側13aから吐出されて高压高温の気体状冷媒となり、往路12Aの高压通路部分を矢印A1方向に向かう。そして、オイルセパレータ14に到り、冷媒中の圧縮機潤滑用オイルが分離される。次に、四方切換弁15を経由して矢印A2方向に送られ、室外熱交換器16に至る。室外熱交換器16においては高压高温の流体状の冷媒（例えば10～30kg/cm²、60～110℃）は、外気へ熱を放出することにより凝縮し液化する。更に冷媒は矢印A3方向に向かい、第1膨張弁17、レシーバ18、第2膨張弁19を経ることで、液状の冷媒は急激に膨張し、低温低压の霧状冷媒となる。更に冷媒は室内熱交換器群20の各室内熱交換器20a～20cに矢印A4方向に流れ込む。室内熱交換器群20に流れた霧状冷媒が、室内熱交換器群20の周囲の熱を奪って蒸発し、冷熱を生成する。即ち、ここで冷房が行われる。

【0024】更に室内熱交換器群20を経た低压低温の気体状冷媒（例えば2～6kg/cm²、0℃）は矢印A5方向、矢印A6方向に流れ、四方切換弁15を経て矢印A7方向に流れ、更に冷媒-冷却水熱交換器21を経て矢印A8方向に流れ、更にアキュムレータ22を経て矢印A9方向に流れ、圧縮機13の吸込側13bへと戻る。そして圧縮機13で冷媒は再び圧縮され、前述同様に流れる。

【0025】尚、上記した冷房モードでは、エンジン冷却水はウォーターポンプ27から吐出されてエンジン23及び冷却水-排気ガス熱交換器28を流れてエンジン23を冷却した後、三方切換弁29によりラジエター30、バッファ31を流れて再度ウォーターポンプ27へと戻る。従って三方切換弁29の切換作用により冷媒-冷却水熱交換器21にエンジン冷却水は流れず、よって

上記した冷房モードにおいては冷媒-冷却水熱交換器 21 では熱交換作用は生じない。

【0026】次に室内熱交換器群 20 で暖房作用を奏する暖房モードについて説明する。暖房モードでは四方切換弁 15 は図 4 の矢印 K に示す形態に切り換えられる。暖房モードにおいても冷媒は圧縮機 13 で圧縮されて高圧高温の気体状冷媒となり、圧縮機 13 の吐出側 13a から吐出され、オイルセパレータ 14 により冷媒中の圧縮機潤滑用オイルが分離される。この暖房モードでは四方切換弁 15 が図 4 の矢印 K に示す形態に電子制御装置により切換られているので、高圧高温の気体状冷媒は四方切換弁 15 を矢印 B 1 方向に経由した後、矢印 B 2 方向に流れ、室内熱交換器群 20 に到る。そして室内熱交換器群 20 において高圧高温の気体状冷媒が凝縮することで室内へと熱を放出して液化し、高圧高温の液状冷媒となる。即ち暖房モードでは室内熱交換器群 20 は凝縮器として機能し、暖房が行われる。更に冷媒は矢印 B 3 方向及び矢印 B 4 方向に流れ、第 2 膨張弁 19、レシーバ 18、第 1 膨張弁 17 を経ることで、液状冷媒は膨張して低温低压の霧状冷媒となる。そして、室外熱交換器 16 において、冷媒が蒸発することで外気から熱を受け取り低温低压の気体状冷媒となる。即ちこの様な暖房モードでは室外熱交換器 16 は蒸発器として作用する。室外熱交換器 16 を経た冷媒は矢印 B 5 方向に向かい、四方切換弁 15 を経て冷媒-冷却水熱交換器 21 に到り、アキュムレータ 22 を経て圧縮機 13 の吸込側 13b へと戻る。

【0027】この様な暖房モードでは冷媒-冷却水熱交換器 21 が作用する。即ち、エンジン冷却水はウォーターポンプ 27 から吐出されてエンジン 23 及び冷却水-排気ガス熱交換器 28 を流れてエンジン 23 を冷却して高温となった後、三方切換弁 29 により矢印 C 1 方向に向かい、冷媒-冷却水熱交換器 21 を流れて矢印 C 2 方向に向かい、再度ウォーターポンプ 27 へと戻る。この様に高温になったエンジン冷却水は冷媒-冷却水熱交換器 21 を通り、該熱交換器 21 によって冷媒と熱交換して冷媒を加熱するので、暖房能力の向上に一層寄与できる。

【0028】ところで上記した冷房モード、暖房モードのいずれのモードにおいても、室の使用状況等に応じて、室内熱交換器 20a、20b、20c の運転台数は任意に設定できる。この場合には室内熱交換器 20a、20b、20c に設けた操作スイッチによる。この場合には、運転台数によって室内熱交換器群 20 へと流入する冷媒量は可変に制御されなければならない。そこで、バイパス弁 32、33、34 の開閉状態を図示しない電子制御装置等により次の①~⑧の様子に制御する。

【0029】①バイパス弁 32、33、34 を全て閉

②バイパス弁 32 のみ開

③バイパス弁 33 のみ開

④バイパス弁 34 のみ開

⑤バイパス弁 32、33 のみ開

⑥バイパス弁 32、34 のみ開

⑦バイパス弁 33、34 のみ開

⑧バイパス弁 32、33、34 を全て開

当然のことながら、①から⑧へと向かうほどバイパス路 35、36、37 へバイパスする冷媒量は増加し、室内熱交換器群 20 へと流入する冷媒量は少なくなっていく。

【0030】図 4 に示した例では、通過流量の異なるバイパス弁 32、33、34 の開閉作動により、室内熱交換器群 20 へと流れる冷媒量を様々に変えることができ、室内熱交換器群 20 の運転台数の変動に応じて、適正な量の冷媒を室内熱交換器群 20 に供給できる。この様に室内熱交換器群 20 の運転台数が変動した場合であっても、室内熱交換器群 20 において流入される冷媒が過剰とならないので、冷媒系の圧力異常等の問題が生じない。

【0031】ところで、図 4 における W は、バイパス通路 35、36、37 を流れる高圧高温の気体状冷媒が復路 12B の低压通路部分に合流する合流部を示す。合流は冷房モードにおいても暖房モードにおいても行うことが可能である。上記したバイパス通路 35、36、37 は、圧縮機 13 で圧縮された気体状冷媒が流れるので、高圧高温状態である。即ち、バイパス弁 32 が開放しているときには、バイパス通路 35 の高圧高温の気体状冷媒は矢印 E 1 方向に流れ、合流部 W を経て低压側の復路 12B に流れる。またバイパス弁 33 が開放しているときには、バイパス通路 36 の高圧高温の気体状冷媒は矢印 E 1 方向に流れ、合流部 W を経て低压側の復路 12B に流れる。バイパス弁 34 が開放しているときには、バイパス通路 37 の高圧高温の気体状冷媒は矢印 E 1 方向に流れ、合流部 W を経て低压側の復路 12B に流れる。

【0032】かかる合流部 W においては、図 1 に示す網体部材 7 が装備されている。即ち、低压管体としての復路 12B の低压通路のうち、バイパス通路 35、36 の先端開口に対面する領域には網体部材 7 が図 1 に示す様な形態で装備されている。そしてバイパス通路 35、36 の先端開口から噴出する高圧高温の気体状冷媒が網体部材 7 に当たる様にされている。従って、前述同様に高圧高温の気体状冷媒の噴出によって発生する高周波音の軽減または回避に有利である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】配管装置の要部の縦断面図である。

【図 2】網体部材の斜視図である。

【図 3】配管装置の要部の縦断面図である。

【図 4】エンジン駆動式空調機の構成図を示す。

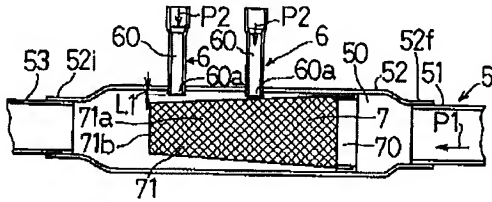
【符号の説明】

図中、5 は低压管体、50 は低压通路、6 は高压管体、60 は高压通路、7 は網体部材、71 は網体、13 は圧

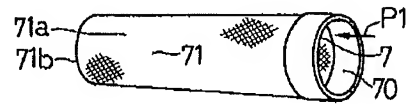
縮機、16は室外熱交換器（凝縮器）、17は膨張弁、
19は膨張弁（膨張器）、20a～20cは室内熱交換*

*器（蒸発器）、32～34はバイパス弁、35～37は
バイパス路を示す。

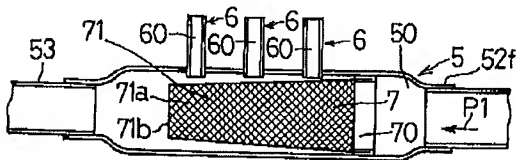
【図1】



【図2】



【図3】



【図4】

